

Эксергетический анализ парокомпрессионной холодильной установки

Пархомов М.М. parhomov-mihail@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий

Эксергетический анализ является относительно новым разделом термодинамики; он основан на применении понятия эксергии для исследования технических процессов. Этот метод находит широкое применение в анализе холодильных установок и различных криогенных систем. Данный метод удобен тем, что характер процессов в анализируемой системе не имеет принципиального значения. В некоторых новых системах термодинамический цикл вообще отсутствует (термоэлементы). Все большее значение приобретает основное качество этого метода — универсальность. Кроме того другие показатели эффективности не отражают реальность процессов. Например, адиабатный КПД сравнивает действительный процесс с адиабатным, т.е. с теоретическим, который в машине не происходит. В отличие от них эксергетический КПД сравнивает две характеристики действительного процесса, протекающего в машине.

Ключевые слова: эксергия, эксергетический анализ.

Рассмотрим участок испаритель–компрессор–конденсатор одноступенчатой холодильной установки непосредственного охлаждения, в качестве охлаждающего прибора использовался воздухоохладитель, а конденсатор — воздушный с принудительной циркуляцией воздуха. Рассматриваемый компрессор 5ВХ-350/5ФС и компрессор сухого сжатия с аналогичными характеристиками.

Средняя температура воздуха, циркулирующего через воздухоохладитель:

$$\bar{T}_e = \frac{T_{e1} + T_{e2}}{2} = T_{охл} - \frac{\Delta T_e}{2}.$$

Потери эксергии при необратимом переходе теплоты $Q_{охл}$ с уровня, соответствующего температуре охлаждаемого объекта $T_{охл}$, на уровень, соответствующий средней температуре охлаждаемого в воздухоохладителе воздуха:

$$d_o = Q_{охл} \left(\frac{T_{о.с}}{T_{охл} - \frac{\Delta T_{\epsilon}}{2}} - \frac{T_{о.с}}{T_{охл}} \right).$$

Следовательно, эксергия, которой обладает поток воздуха, используемый для отвода теплоты от охлаждаемого объекта

$$e_{\epsilon} = e_{Q_{охл}} + d_o = Q_{охл} \left(\frac{T_{о.с}}{T_{охл} - \frac{\Delta T_{\epsilon}}{2}} - 1 \right).$$

Эксергия, подводимая к электродвигателю вентилятора воздухоохладителя от внешнего источника, т.е. потребляемая им мощность:

$$e_{32} = \frac{H_{\epsilon} Q_{охл}}{(c_{\epsilon} \rho_{\epsilon} \Delta T_{\epsilon} \eta_{\epsilon} - H_{\epsilon}) \eta_{\epsilon.э}},$$

где H_{ϵ} — напор, развиваемый вентилятором воздухоохладителя, кПа;

c_{ϵ} — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/кгК;

ρ_{ϵ} — плотность воздуха, кг/м³;

η_{ϵ} — КПД вентилятора;

$\eta_{\epsilon.э}$ — КПД электродвигателя вентилятора.

Теплота $Q_{в.о}$, которая отводится от воздуха в воздухоохладителе, с учетом мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора (если двигатель расположен в пределах охлаждаемого объекта):

$$Q_{в.о} = Q_{охл} + e_{32}.$$

Если электродвигатель вынесен за пределы охлаждаемого объекта, выражение принимает вид:

$$Q_{в.о} = Q_{охл} + e_{32} \eta_{\epsilon.э}.$$

Количество эксергии, которой обладает поток воздуха, с учетом теплоты вносимой вентилятором воздухоохладителя, находится по выражению:

$$e_{\epsilon.о} = Q_{в.о} \left(\frac{T_{о.с}}{T_{охл.} - \frac{\Delta T_{\epsilon}}{2}} - 1 \right).$$

Потери эксергии при необратимом переходе теплоты $Q_{в.о}$ с уровня, соответствующего средней температуре воздуха \bar{T}_6 , на уровень, соответствующий температуре кипения T_o :

$$d_{e.o} = Q_{e.o} \left(\frac{T_{o.c}}{T_o} - \frac{T_{o.c}}{T_{охл} - \frac{\Delta T_6}{2}} \right).$$

Эксергия e_3 , которая подводится потоком рабочего вещества к зоне III (воздухоохладитель, вентилятор и электродвигатель воздухоохладителя), представляет собой сумму эксергии, которой обладает поток воздуха, и потерь эксергии при передаче теплоты

$$e_3 = e_{e.o} + d_{e.o}.$$

На Рис.1 изображен рассматриваемый цикл одноступенчатой холодильной машины.

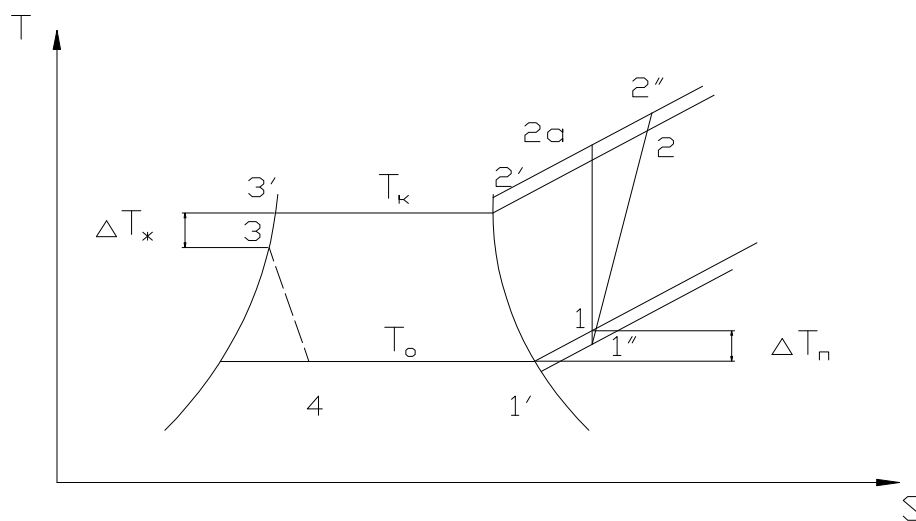


Рис. 1. Цикл одноступенчатой холодильной машины.

По балансу определяем параметры точки 3:

$$i_1 - i_{1'} = i_{3'} - i_3.$$

По температуре в конце сжатия при адиабатном процессе вычисляется температура в конце действительного процесса сжатия

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_i},$$

где η_i — индикаторный КПД.

Массовый расход рабочего вещества G_a , обеспечивающий получение холодопроизводительности $Q_{в.о.}$, определяется выражением:

$$G_a = \frac{Q_{в.о.}}{q_o}.$$

Одной из основных величин, определяющих эффективность холодильной установки, является затрата работы на сжатие рабочего тела в компрессоре. Удельная работа для теоретического (адиабатного) процесса сжатия вычисляется по зависимости:

$$l_a = i_{2a} - i_1.$$

Работа действительного процесса находится из соотношения

$$l = \frac{l_a}{\eta_i}.$$

Процесс отвода теплоты от рабочего вещества, изображенный графически линией 2-2'-3'-3 на рис. 1, можно разделить на три процесса — охлаждение пара, собственно конденсация и охлаждение жидкости. Они характеризуются различными температурными уровнями и разным количеством передаваемой теплоты.

Теплота, отнимаемая от рабочего тела в конденсаторе, передается окружающей среде, поэтому потери эксергии при передаче теплоты в процессе конденсации, графически изображенном линией 2'-3', будут следующими:

$$d_k^{2'-3'} = G_a r_k \left(1 - \frac{T_{о.с}}{T_k} \right).$$

Потери эксергии при передаче теплоты в процессе охлаждения жидкого рабочего тела, графически изображенном линией 3'-3, записываются аналогично:

$$d_k^{3'-3} = G_a \bar{c}_p \Delta T_{жс} \left(1 - \frac{T_{о.с}}{T_k - \frac{\Delta T_{жс}}{2}} \right),$$

где \bar{c}_p — средняя изобарная теплоемкость жидкого рабочего вещества в интервале температур $T_k - T_3$.

Потери эксергии при передаче теплоты в процессе охлаждения перегретого пара, графически изображенном линией 2–2' определяется зависимостью:

$$d_{\kappa}^{2-2'} = G_a \bar{c}_p (T_2 - T_{\kappa}) \left(1 - \frac{2T_{o.c}}{T_2 + T_{\kappa}} \right).$$

Механические потери эксергии в компрессоре рассчитываются по выражению

$$d_{\kappa.m.n} = p_{u.mp} V_h.$$

где $p_{u.mp}$ — удельное давление сил трения, принимаемое в зависимости от рабочего тела; V_h — теоретическая объемная производительность компрессора.

Эксергия e_{11} , которая подводится к электродвигателю компрессора (т.е. потребляемая им мощность), представляет собой сумму эксергии

$$e_{11} = \frac{e_3 + d_{\kappa}^{2-2'} + d_{\kappa}^{2'-3} + d_{\kappa}^{3'-3} + d_{\kappa.m.n}}{\eta_{\kappa.s}}.$$

Тепловая нагрузка конденсатора холодильной установки с учетом определенных выше потерь эксергии в зоне I будет следующей:

$$Q_{\kappa} = Q_{в.о} + e_3 + d_{\kappa}^{2-2'} + d_{\kappa}^{2'-3'} + d_{\kappa}^{3'-3}.$$

Зная тепловую нагрузку на конденсатор Q_{κ} , можно найти эксергию, подводимую к электродвигателю вентилятора, или потребляемую им мощность:

$$e_{13} = \frac{Q_{\kappa} H_{охл.сп}}{\left(c_{охл.сп} \rho_{охл.сп} \Delta T_{охл.сп} \eta_{вент} - H_{охл.сп} \right) \eta_{вент.э}}.$$

Эксергетический КПД компрессора равен отношению приращения эксергии к затраченной работе

$$\eta_{компр} = \frac{e_{11} - e_3}{l}.$$

Для учета влияния гидравлических потерь в аппаратах воспользуемся данными об удельных потерях давления при горизонтальном (или вертикальном восходящем) течении смеси масла и хладона (например ХА-30 и R22) в трубе диаметром 0,032 м при известном расходе и вязкости смеси

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = f(V; G_a; \nu_f),$$

где L — длина труб, м;

V — скорость движения фреономасляной смеси, м/с;

ν_f — вязкость раствора, м²/с.

Значение снижения давления из-за гидравлических потерь находим из выражения

$$\Delta p = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right) Ln,$$

где L — длина труб, м; n — число ходов аппарата.

Обозначим гидравлические потери давления в воздухоохладителе как $\Delta p_{\text{в/о}}$, а потери давления в конденсаторе как $\Delta p_{\text{конд}}$. Если бы гидравлическое сопротивление отсутствовало, то процесс сбива перегрева и конденсации хладагента протекал бы по изобаре, соответствующей давлению конденсации, а нагрев воздуха по изобаре, соответствующей сумме атмосферного давления и величины напора H_g , создаваемого вентилятором конденсатора. Фактически, чтобы получить на выходе из конденсатора параметры хладагента, соответствующие точке 3, необходимо начинать процесс с более высокого давления $p_2' = p_2 + \Delta p_{\text{конд}}$, а подачу воздуха осуществлять с большим напором H_g' , затратив работу, которая будет полностью потеряна на преодоление гидравлических сопротивлений. Если бы компрессор и вентилятор были бы идеальными, то потеря работы на единицу расхода составила бы $\Delta e_{2'-2}$ и $\Delta e_{g'-g}$ соответственно. В реальных условиях необходимо учитывать КПД этих устройств: η_i у компрессора и $\eta_B \eta_{B.Э.}$ у вентилятора конденсатора.

Таким образом, общая величина потерь $d_{\text{конд}}$ составит:

$$d_{\text{конд}} = G_a \Delta e_{2'-2} \frac{1}{\eta_i} + G_{\text{возд}} \Delta e_{g'-g} \frac{1}{\eta_B \eta_{B.Э.}}$$

Аналогично определяются потери эксергии для воздухоохладителя

$$d_{\text{в/о}} = G_a \Delta e_{1'-1} \frac{1}{\eta_i} + G_{\text{возд}} \Delta e_{g'-g} \frac{1}{\eta_B \eta_{B.Э.}}$$

Таким образом эксергетический КПД конденсатора будет равен

$$\eta_{\text{еконд}} = \frac{G_a \Delta e_a}{G_{\text{возд}} \Delta e_{\text{возд}}}.$$

Так как потери от гидравлических сопротивлений считаем сопоставимыми с потерями от конечной разности температур, то величина Δe_a в процессе 2–3 будет определяться по выражению

$$\Delta e_a = (e_{13} - e_{11}) - (e_{2'} - e_2) \frac{1}{\eta_B \cdot \eta_{B.Э.}}.$$

А КПД воздухоохладителя будет равен

$$\eta_{\text{ев/о}} = \frac{G_a \Delta e_a}{G_{\text{возд}} \Delta e_{\text{возд}}}.$$

А перепад эксергии по хладагенту в процессе 4–1 можно определить по формуле

$$\Delta e_a = (e_3) - (e_{1'} - e_1) \frac{1}{\eta_B \cdot \eta_{B.Э.}}.$$

Эксергетический КПД установки можно определить по формуле

$$\eta = \eta_{\text{екомпр}} \cdot \eta_{\text{еконд}} \cdot \eta_{\text{ев/о}}.$$

Список литературы

1. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа — М.: Изд-во «Энергия». — 1973. — С.181–193.
2. Быков А.В., Гуревич Е.С., Канышев Г.А. Холодильные компрессоры //Справочник — 1981. — С.59 – 91.
3. Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др. Эксергетический метод технических систем — Киев: Наук. Думка — 1991. — С.264–272.

Exergy analysis of a vapor compression refrigerating plant

Parkhomov M.M. parhomov-mihail@mail.ru

St. Petersburg State University of Refrigeration and Food Engineering

Exergy analysis is a relatively new part of thermodynamics. It uses the concept of exergy for studying technical processes. This method is widely used for analyzing refrigerating plants and various cryogenic systems. It is convenient because the character of processes in the system analyzed are of no principal meaning. In some new systems there is no thermodynamic cycle altogether (thermal elements). Increasingly growing is the meaning of the basic quality of this method, its universality. Furthermore other efficiency indices do not depict reality of processes, e.g. adiabatic COP compares the real process with an adiabatic, i.e. theoretical one, which does not take place in the machine. Unlike those indices exergy COP compares two characteristics.

Keywords: exergy, exergy analysis, refrigerating plant.